

противоизносного и демпфирующего действия в зацеплении зубьев зубчатых передач: Дис...канд.техн.наук: 05.02.04. – К.: КИИГА, 1979. – 173с. **42.** Райко М.В. Исследование смазочного действия нефтяных масел в условиях работы зубчатых передач: Дис...докт.техн.наук: 05.02.04. – К.: КИИГА, 1974. – 369с. **43.** Тривайло М.С. Исследование процесса смазки в зубчатых передачах с зацеплением М.Л. Новикова: Дис...канд.техн.наук: 05.02.04. – К.: КПИ, 1966. – 175с. **44.** Трение и износ в экстремальных условиях: Справочник / Ю.Н. Дроздов, В.Г. Павлов, В.Н. Пучков. – М.: Машиностроение, 1986. – 224с. **45.** Фукс Г.И. Влияние полимолекулярного граничного слоя на статическое трение // Теория смазочного действия и новые материалы. – М.: Наука, 1965. – С.83-89. **46.** Костецкий Б.И., Натансон М.Э., Бершадский Л.И. Механохимические процессы при граничном трении. – М.: Наука, 1972. – 172с. **47.** Кламманн Д. Смазки и родственные продукты. Синтез. Свойства. Применение. Международные стандарты. – М.: Химия, 1988. – 488с. **48.** Захарченко А.В. Лабораторные методы исследований смазочных свойств трансмиссионных масел // Научно-техническая информация. – 2005. – №1. – С.51-54. **49.** Захарченко А.В. Лабораторное оборудование для исследования смазочных свойств трансмиссионных масел // Наука и молодежь. – К.: НАУ, 2005. – С.136-139. **50.** Захарченко А.В. Диагностический комплекс для исследований смазочных свойств трансмиссионных масел // Научно-техническая информация. – 2005. – №2. – С.48-51. **51.** Смуругов В.А., Деликатная И.О., Чмыхова Т.Г., Савкин В.Г. Теплофизические свойства смазочных материалов при их переходе в состояние граничных слоев // Трение и износ. – 2002. – Т.23, №4. – С.455-459. **52.** Мельник В.Б. Смазочное действие масел с карбонофторидными присадками при качении со скольжением: Дис... канд.техн.наук: 05.02.04. – К.: КИИГА, 1992. – 181с. **53.** Запорожец В.В., Билякович О.Н., Захарченко А.В. Оценка эффективности действия пакета присадок Компадит-731 // Пр. Міжнар. наук.-практ. конф. "Нафта і газ України-2000". – Івано-Франківськ: Факел, 2000. – Т.3. – С.139-143. **54.** Запорожец В.В., Билякович О.Н., Захарченко А.В. Оптимизация концентрации химически активных веществ в трансмиссионных маслах // Проблемы трибологии (Problems of Tribology). – 2000. – №2. – С.35-41. **55.** Запорожец В.В., Билякович О.Н., Захарченко А.В. Оптимизация концентрации пакета присадок при легировании трансмиссионных масел // Вісник Харківського державного політехнічного університету. Збірник наукових праць. Тем. вип. "Технології в машинобудуванні". – Харків: ХДПУ, 2000. – №109. – С.208-216. **56.** Запорожец В.В., Билякович О.Н., Захарченко А.В. Сравнительная оценка эффективности смазочного действия различных трансмиссионных масел // Авиационно-космическая техника и технология. Тем. вып. "Тепловые двигатели и энергоустановки". – Харьков: ГАУ "ХАИ", 2000. – №19. – С.473-477. **57.** Запорожец В.В., Билякович О.Н., Захарченко А.В. Оценка смазочной способности трансмиссионных масел в зависимости от материала трибоспрояжения // Проблемы трибологии (Problems of Tribology). – 2000. – №4. – С.90-93. **58.** Оптимизация концентрации химико-активных присадок у трансмиссионных оливах вітчизняного виробництва: Звіт про НДР (завершал.) / Національний авіаційний університет. – 013-ДБ01; № ДР 0101V002732; Інв. №0204U000857. – К., 2003. – 72с. **59.** Hays D.F. Research in mechanical systems: tribology // Journal of tribology. – 1984. – Vol.106, №1. – P.14-23. **60.** Воинов В.А., Исаков Д.И. Моделирование граничного трения в трибосистемах. Ч.3. Математическое моделирование нестационарных процессов при граничном трении // Трение и износ. – 1996. – Т.17, №5. – С.598-605. **61.** Польцер Г., Майсснер Ф. Основы трения и изнашивания. – М.: Машиностроение, 1984. – 264с. **62.** Глаголев Н.И., Томило Э.А. К теории опыта на трение при качении с проскальзыванием // Научные принципы и новые методы испытания материалов для узлов трения. – М.: Наука, 1968. – С.56-63. **63.** Петрушевич А.И. Основные выводы из контактно-гидродинамической теории смазки // Известия АН СССР. ОТН. – М.: АН СССР, 1951. – С.41-47. **64.** Jones W.R., Nagaraj H.S., Winer W.O. Ferrographic analysis of wear debris generated in a sliding elastohydrodynamic contact // ASLE Transactions. – 1978. – Vol.21, №3. – P.181-186. **65.** Wedeven L.D. What is EHD // Lubrication Engineering. – 1975. – Vol.31, №6. – P.291-296. **66.** Fowles P.E. EHL film thickness-practical significance and simple computation // Lubrication engineering. – 1976. – Vol.32, №4. – P.166-178. **67.** Tallian T.E. On competing failure modes in rolling contact // ASLE Transactions. – 1967. – Vol.10, №4. – P.418-439. **68.** Baldwin B.A. The effect of base oil viscosity on simulated valve train wear // ASLE Transactions. – 1981. – Vol.24, №1. – P.42-48. **69.** Czichos A., Habig K.H. Lubricated wear of steels // Mixed lubrication and lubricated wear. – London: Butterworth Edition. Editors Dowson D., Godet M., 1985. – P.135-146. **70.** Dorinson A. A basic model for lubricated metallic wear under extreme pressure conditions // Ibid. – P.179-185. **71.** Georges J.M. Colloidal behaviour of films in boundary lubrication // Microscopic aspects of adhesion and lubrication. – Amsterdam: Elsevier Sequoia Publishing Co. Editor J.M. Georges. Tribology Series. – 1982. – Vol.7. – P.729-757.

Поступила в редколлегию 30.05.12

УДК 621.831

П.М. КАЛІНІН, к.т.н., доц., професор каф. ІМ Акад. ВВ МВС України, Харків;
Л.В. КУРМАЗ, к.т.н., доц., професор каф. ДМ та ПМ НТУ "ХПІ", Харків;
Ю.В. ЖЕРЕЖОН-ЗАЙЧЕНКО, ст.викл. каф. ІМ Акад. ВВ МВС України

ОЦІНКА ПРАЦЕЗДАТНОСТІ ТА ОПТИМІЗАЦІЯ ПАРАМЕТРІВ ЗУБЧАСТИХ ПАР КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ АВТОМОБІЛЯ

У роботі наведені результати аналізу напруженого стану зубчастих пар коробки передач автомобіля і розглянуті питання оптимізації параметрів зубчастих пар коробки передач на етапі її модернізації з метою поліпшення експлуатаційних характеристик.

В работе приведены результаты анализа напряженного состояния зубчатых пар коробки передач автомобиля и рассмотрены вопросы оптимизации параметров зубчатых пар коробки передач на этапе ее модернизации с целью улучшения эксплуатационных характеристик.

Results over of analysis of the tense state of toothed pairs of gear-box of car are in-process brought and the questions of optimization of parameters of toothed pairs of gear-box of car are considered on the stage of her modernization with the purpose of improvement of it operating descriptions.

Постановка проблеми. Питання покращення експлуатаційних характеристик приводних зубчастих передач, зокрема, зубчастих передач коробок передач (КП) автомобіля, а відповідно, покращення якісних характеристик усього автомобіля завжди були актуальними. У роботі ці питання розглядаються на прикладі модернізації циліндричних зубчастих передач КП автомобіля з метою мінімізації їх масово-габаритних характеристик та підвищення навантажувальної здатності.

Безумовно задачу покращення експлуатаційних характеристик приводних зубчастих передач слід вирішувати на етапі проектування, де можливо всебічно розглянути конструкцію і врахувати велику кількість суперечливих вимог. Проте актуальними стають і задачі часткової оптимізації зубчастих передач на етапі модернізації існуючих конструкцій.

Аналіз літератури. До основних критеріїв працездатності циліндричних евольвентних зубчастих передач відносять контактну втомну міцність, втомну міцність при згині, статичну контактну міцність і статичну міцність від згину [1-3]. Безумовно питання оптимізації параметрів зубчастих передач при забезпеченні усіх умов міцності є актуальними. Важливим етапом при оптимізації є вибір критеріїв оптимізації, який впливає і на вибір методів оптимізації [3-5]. Суттєво на вибір методів оптимізації впливає і сам об'єкт оптимізації, а точніше його математична модель. Зрозуміло, що зубчаста передача може бути описана тільки у вигляді проектно-математичної моделі, що включає різноманітний таблично-графічний довідковий матеріал, проектні рекомендації і стандартизовані (ГОСТ 21354-87) умови працездатності.

Особливістю проектування приводних циліндричних передач КП є те, що вони проектуєть не на основі критеріїв працездатності, а на основі методу аналогії й використання статистичних даних, що відбивають тривалу практику автобудування.

Наприклад, для трьохвальних КП головний розмірний параметр – міжосьову відстань a_w (мм) – наближено визначають за умовою, що побудована на підставі статистичних даних існуючих КП [6,7]:

$$a_w = k_a \sqrt[3]{T_{вих}} \quad (1)$$

де $T_{вих}$ – максимальний крутний момент на вторинному валу, Н·м, який узгоджений з максимальним крутним моментом двигуна й передаточним числом першої передачі, а коефіцієнт k_a перебуває в межах: 8,9...9,3 для коробок легкових і 8,6...9,6 – вантажних автомобілів.

Практично для існуючих конструкцій КП ряд значень a_w обмежений. Наприклад, для КП вантажних автомобілів рекомендований раціональний ряд міжосьових відстаней (мм): 85, 105, 125, 140, 160.

Після вибору міжосьової відстані a_w призначається ширина b_w зубчастих вінців, модуль m_n та кут β нахилу зубців. Необхідна жорсткість конструкції, задовільна збалансованість термінів служби зубчастих коліс і підшипників і помірна металоємність забезпечують практично встановленими співвідношеннями основних елементів КП. Тому ширину зубчастих вінців, а також довжину коробки по картеру й габаритні розміри валів і підшипників, визначають в частках міжосьової відстані, чим зберігають для існуючих конструкцій з типовим компонуванням високий ступінь сталості.

Наприклад, робочу ширину b_w зубчастих вінців визначають за умовою

$$b_w \approx (0,19...0,23)a_w \quad (2)$$

Відзначимо, що такі зубчасті колеса КП відносять до вузьких зубчастих коліс.

За таких умов проектування зубчастих передач, як показує аналіз існуючих КП, зубчасті передачі, як правило, є недовантаженими.

Ціль статті – оцінити рівень працездатності існуючих евольвентних циліндричних зубчастих передач коробок передач автомобіля та запропонувати можливі шляхи їх модернізації.

Методи вирішення поставленої задачі. У якості приклада розглянемо задачу аналізу рівня навантаженості зубчастих пар п'ятиступінчастої коробки передач автомобіля ЗИЛ-4327 (див. рисунок).

При роботі КП на першій передачі працюють зубчата пара постійного зацеплення (ЗП-0) та зубчата пара (ЗП-1). При роботі КП на другій передачі замість пари ЗП-1, в зацеплення входить пара ЗП-2, на третій передачі – ЗП-3, на четвертій – ЗП-4. П'ята передача КП є прямою, у якій зубчасті пари не приймають участі. Деякі параметри зубчастих пар досліджуваної КП наведені у таблиці 1.

Згідно до зовнішньої швидкісної характеристики двигуна Д-245.9Е2 максимальному крутному моменту $T_{max} = 456$ Н·м відповідає швидкість колінчастого валу двигуна $n_{\delta\phi} = 1600$ хв⁻¹. Виходячи з ресурсу S автомобіля до капітального ремонту, визначаємо відстані, що проходить автомобіль на різних передачах $S_i = S \cdot \gamma_i$, швидкості V_i руху автомобіля ($V_i = \pi \cdot r_k \cdot n_{\delta\phi} \cdot u_{КПi} \cdot u_{ГП} / 3000$) та час t_i руху на різних передачах (таблиця 2).

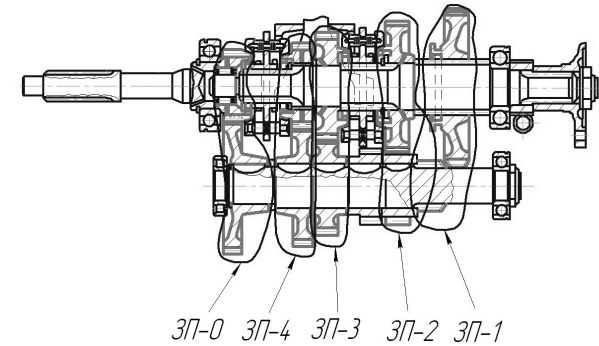


Рисунок – Коробка передач автомобіля ЗИЛ-4327

Таблиця 1 – Основні параметри зубчастих пар коробки передач

Параметр		Зубчасті пари				
		ЗП-1	ЗП-2	ЗП-3	ЗП-4	ЗП-0
Передав. число	u_i	3,46	1,91	1,06	0,68	1,86
Числа зубців	z_{i1} / z_{i2}	13/45	22/42	31/33	38/26	22/41
Модуль, мм	m	4,25	3,75	3,75	3,75	3,75
Ширина, мм	b	45	36	36	36	36
Відносний пробіг	γ_i	0,7	2,0	8,3	24	65

Таблиця 2 – Характеристики роботи автомобіля на різних передачах

	Передача коробки передач				
	1	2	3	4	5
S_i , км	2100	6000	24900	72000	195000
V_i , км/год	9,72	17,62	31,68	49,2	62,74
t_i , год	216	341	786	1463	3108

Таблиця 3 – Результати аналізу напруженого стану зубчастих пар КП

Параметр	ЗП-0	ЗП-1	ЗП-2	ЗП-3	ЗП-4
σ_H , МПа	938,6	1914,4	1260,9	1000,8	923,55
σ_{HP} , МПа	1207	1851,9	1663,4	1493,2	1239,9
Δ_H , % ^(*)	-22,3	3,37	-24,2	-33,0	-25,5
σ_F , МПа	126,46	460	231,38	150,55	121,57
σ_{FP} , МПа	457,14	457,14	457,14	457,14	457,14
Δ_F , %	-72,3	0,7	-50,4	-67,1	-43,4

Для виготовлення зубчастих коліс КП використовують сталь 25 ХГМ, а зубці зубчастих коліс цементують до твердості $HRC = 60...65$.

Результати аналізу напруженого стану зубчастих пар коробки передач автомобіля ЗИЛ-4327, який проводимо за ГОСТ 21354-87 з використанням навчально-дистанційного комплексу НДК-ДМ Академії ВВ МВС України [8], наведені у таблиці 3.

Тут у якості експлуатаційних характеристик зубчастих пар КП прийняті їх рівні навантаженості: $\Delta_{H(F)} = (\sigma_{H(F)} - \sigma_{H(F)P}) / \sigma_{H(F)P} \cdot 100\%$.

Аналіз отриманих результатів показує, що умови міцності для усіх зубчастих пар коробки передач виконуються. При цьому

усі зубчасті передачі КП за виключенням ЗП-1 за контактними напруженнями та напруженнями згину мають недовантаження більше 10%, а тому додаткових розрахунків ресурсів не потребують [6].

Великий рівень недовантаженості зубчастих пар досліджуваної коробки передач дозволяє поставити питання про удосконалення зубчастих пар, зок-

рема, зміни, наприклад, робочої ширини зубчастих коліс.

У таблиці 4 наведені результати, які характеризують напружений стан модифікованих зубчастих пар.

У результаті запропонованої оптимізації зубчастих пар коробки передач за рахунок зміни рівня напруженого стану роботи вдається зменшити їх об'єм і, відповідно, їх вагу (таблиця 4).

Зниження ваги зубчастих коліс коробки передач автомобіля ЗИЛ-4327 при оптимізації робочої ширини зубчастих зацеплень складає біля 140Н або більше 30% (таблиця 5).

Якщо у якості критерію оптимізації вибрати допустимий крутний момент, що може передавати коробка передач, то встановлено, що можливо збільшити момент на 23%. При цьому результати, які характеризують напружений стан модифікованих зубчастих пар представлені у таблиці 5, а зниження ваги зубчастих коліс (проти базового варіанту) складає 84Н.

Проте треба відзначити, що у останньому випадку була досліджена тільки працездатність зубчастих пар коробки передач, а можливість працездатності інших елементів коробки передач автомобіля ЗИЛ-4327, зокрема, валів і підшипників, потребує додаткових перевірних розрахунків.

Заключення. У роботі розглянута задача аналізу напруженого стану зубчастих пар коробки передач автомобіля ЗИЛ-4327 та оптимізації їх робочої ширини з метою покращення масо-габаритних характеристик.

Список літератури: 1. Иванов М.Н. Детали машин. – М.: Высш. шк., 2007. – 408с. 2. Курмаз Л.В., Курмаз О.Л. Конструирование узлов и деталей машин. – М.: Высш. шк., 2007. – 455с. 3. Павлице В.Т. Основы конструирования та розрахунок деталей машин. – Львів: Афіша. 2003. – 560с. 4. Калінін П.М., Курмаз Л.В., Жережон-Зайченко Ю.В. Про можливості і методи забезпечення плавності зацеплення приводних зубчастих передач // Вісник НТУ "ХПІ": Збірник наукових праць. Тематичний випуск "Проблеми механічного приводу". – Харьков, 2010. – Вып.27. – С.81-88. 5. Калінін П.М., Курмаз Л.В., Жережон-Зайченко Ю.В. До питання оптимального синтезу планетарної зубчастої передачі // Вісник НТУ "ХПІ": Збірник наукових праць. Тематичний випуск "Проблеми механічного приводу". – Харьков, 2007. – Вып.21. – С.221-229. 6. Автомобили: Конструкция, конструирование и расчет. Трансмиссия / Под ред. А.И. Гришкевича. – Минск: Выс. шк., 1985. – 240с. 7. Конструирование и расчет колесных машин высокой проходимости: Расчет агрегатов и систем / Под общ. ред. Н.Ф. Бочарова, А.Ф. Жеглова. – Л., Машиностроение, 1994. – 404с. 8. Калінін П.М., Курмаз Л.В., Жережон-Зайченко Ю.В. Система експрес діагностування працездатності елементів головної передачі автомобіля // Вісник НТУ "ХПІ": Збірник наукових праць. Тематичний випуск "Проблеми механічного приводу". – Харьков, 2008. – Вып.28. – С.116-120.

Надійшла до редколегії 31.05.12

Таблиця 4 – Характеристики модифікованих зубчастих пар КП

Параметр		ЗП-0	ЗП-1	ЗП-2	ЗП-3	ЗП-4
b_w	мм	20	45	19	15	18
σ_H	МПа	1237	1914	1703	1527	1293
Δ_H	%	2,47	3,37	2,38	2,27	4,2
σ_F	МПа	220,8	460,6	423,9	353,4	239,7
Δ_F	%	-51,7	0,8	-7,2	-22,7	-47,5

Таблиця 5 – Результати оптимізації зубчастих передач КП

Критерій оптимізації		Варіант зубчастих передач	
		Базовий	Оптимізований
Об'єм зубчастих коліс	см³	5194,7	3392,5
Вага зубчастих коліс	Н	405	264

Таблиця 6 – Характеристики модифікованих зубчастих передач при 1, 23T_{дов}

Параметр		ЗП-0	ЗП-1	ЗП-2	ЗП-3	ЗП-4
b_w	мм	24	56	23	18	22
Δ_H	%	4,2	4,95	3,65	3,7	4,8

УДК 621.833

В.И. КОРОТКИН, к.т.н., зав. лабораторией НИИМ и ПМ им. И.И. Воровича ЮФУ, Ростов-на-Дону, Россия;

Д.Ю. СУХОВ, младший научный сотрудник НИИМ и ПМ ЮФУ;

А.А. ЕНГИБАРЯН, к.ф.-м.н., доцент ДГТУ, Ростов-на-Дону, Россия

КАЧЕСТВО ЗАЦЕПЛЕНИЯ ПЕРЕДАЧ НОВИКОВА СО СПРЯМЛЁННЫМИ ЗУБЬЯМИ

Применительно к новым передачам Новикова со спрямлёнными зубьями рассмотрен один из важных ограничительных факторов – явление подрезания головки зуба. Решена обратная задача теории зацепления и показано, что при взаимном осевом смещении пары колёс, необходимом для регулировки высотного положения пятна контакта, постоянство передаточного числа сохраняется, поэтому дополнительных динамических усилий не возникает. Исследован вопрос о приведенных кривизнах поверхностей в точках контакта для различных фаз зацепления, доведенный до возможности несложных инженерных расчётов.

Стосовно до нових передач Новікова зі спрямленими зубцями розглянутий один з важливих обмежувальних факторів – явище підрізу головки зубця. Вирішена оборотна задача теорії зацеплення та показано, що при взаємному вісьовому зміщенні пари коліс, що необхідно для регулювання висотного положення плями контакти, постійність передавального числа зберігається, тому додаткових динамічних зусиль не виникає. Досліджено питання щодо приведених кривин поверхонь у точках контакту для різних фаз зацеплення, що доведено до можливості нескладних інженерних розрахунків.

For new Novikov gearing with straightened teeth considered one of the most important limiting factors – a addendum undercut. Solved inverse problem of the theory of gearing and it is shown that the mutual axial displacement of the pair of wheels required to adjust the altitude of the contact area, the gear ratio remains constant, and the additional dynamic forces not arise. Was investigate the problem of the reduced curvature of the surfaces at the points of contact for the different phases of gear meshing, it was finished to the possibility of simple engineering calculations.

В статье "Цилиндрическая зубчатая передача Новикова со сниженным осевым усилием", помещённой в предыдущем сборнике, описана новая зубчатая передача, синтезированная на базе идей Новикова, имеющая, в отличие от традиционных косозубых передач Новикова, резко сниженный (вплоть до нуля) осевой компонент усилия в зацеплении. Новая передача названа передачей Новикова со спрямлёнными зубьями (сокращённо ПНСЗ).

Для этой передачи, как и для любой другой, существуют факторы геометрического характера, накладывающие ограничения на параметры исходного контура и передачи. Определение этих факторов есть по существу проверка качества зацепления, которую необходимо проводить при проектировании передачи. Одним из основных параметров качества зацепления является отсутствие подрезания зуба, которое ниже рассматривается.

С математической точки зрения подрезание зубьев – это появление на их рабочей поверхности особых точек, геометрическое место которых образует так называемое ребро возврата, в которых нарушается регулярность (гладкость) поверхности. В особых точках положение плоскости, касательной к поверхности, не определено, так как происходит так называемое самопересечение поверхностей.